

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-227940

(43)Date of publication of application : 14.08.2002

(51)Int.Cl.

F16H 3/62

F16H 3/66

(21)Application number : 2001-021759

(71)Applicant : AISIN AW CO LTD

(22)Date of filing : 30.01.2001

(72)Inventor : HAYABUCHI MASAHIRO

NISHIDA MASAOKI

KASUYA SATORU

GOTO KENJI

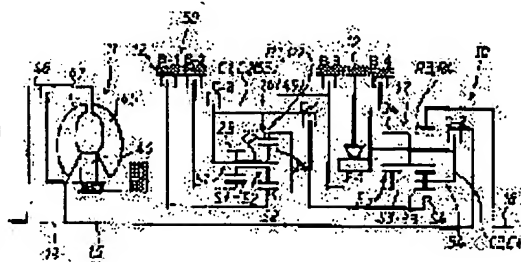
AOKI TOSHIHIKO

## (54) AUTOMATIC TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an automatic transmission which can add a speed change stage containing a direct connection stage on the high speed stage side so as to make a gear ratio closer, derive the optimum performance of an engine in the high speed range of the vehicle speed, and obtain a gear ratio of 7th stage forward or higher which provides high effectiveness and small vehicle speed change at gear change to offer excellent feeling.

**SOLUTION:** The automatic transmission is provided with a reduction gear device generating decelerated revolution whose number of revolution is less than that of an input shaft. A decelerated revolution output member is changed to be at decelerated revolution status or free revolution status by revolution status switching means. Decelerated revolution of the decelerated revolution output member is selectively transmitted to the fourth and the first elements of a dual planetary gear train for speed change through the first and third control clutches. While revolution of the input shaft is transmitted to the second element through the second control clutch, the revolutions of the first and the second elements are selectively regulated with the second control brake to connect the third element to the output shaft.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the

**BEST AVAILABLE COPY**

THIS PAGE DIARY (ISPTO)

examiner's decision of rejection application converted  
registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of  
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of extinction of right].

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-227940

(P2002-227940A)

(43)公開日 平成14年8月14日(2002.8.14)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/62

3/66

識別記号

F I

F 1 6 H 3/62

3/66

テームコード\*(参考)

A 3 J 0 2 8

A

B

審査請求 未請求 請求項の数15 O L (全 24 頁)

(21)出願番号 特願2001-21759(P2001-21759)

(22)出願日 平成13年1月30日(2001.1.30)

(71)出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72)発明者 早淵 正宏

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 西田 正明

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74)代理人 100064724

弁理士 長谷 照一 (外1名)

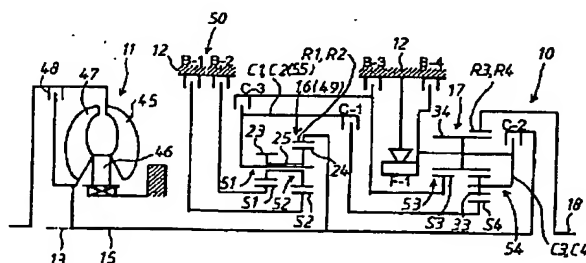
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 自動変速機

(57)【要約】

【課題】 高速段側に直結段を含む変速段を追加してギヤ比を更に密にし、車速の高速度域でエンジン性能を最適に引き出すことができ、高効率且つギヤチェンジ時の車速変化が小さくフィーリングの良好な前進7段以上のギヤ比を得ることができる自動変速機を提供する。

【解決手段】 入力軸の回転より回転数が小さい減速回転を減速回転出力部材に生成する歯車減速装置を設け、減速回転出力部材を回転状態切替手段により減速回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、減速回転出力部材の減速回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に伝達し、第1及び第2要素の回転を第1、第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 入力軸と、該入力軸に連結され入力軸の回転より回転数が小さい減速回転を減速回転出力部材に生成する歯車減速装置と、速度線図においてギヤ比に対応した間隔で順次並べられた 4 個の要素に並び順にそれぞれ対応する第 1、第 2、第 3 及び第 4 要素を有する変速用複式遊星歯車装置と、前記減速回転出力部材を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段と、前記減速回転出力部材と前記第 4、第 1 要素とを夫々係脱可能に連結する第 1 及び第 3 制御クラッチと、前記入力軸と前記第 2 要素とを係脱可能に連結する第 2 制御クラッチと、前記第 1 及び第 2 要素の回転を選択的に規制する第 1 及び第 2 制御ブレーキと、前記第 3 要素に連結された出力軸とを備えたことを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置によって減速回転出力部材を減速回転で回転させ、自由回転状態では、減速回転出力部材を減速回転以外で回転することを許容することを特徴とする自動変速機。

【請求項 3】 請求項 1 に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成することを許容し、自由回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成させないようにすることを特徴とする自動変速機。

【請求項 4】 請求項 1 に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を許容し、自由回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を遮断することを特徴とする自動変速機。

【請求項 5】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、小径及び大径サンギヤ、該小径及び大径サンギヤと夫々噛合する大径及び小径ピニオンからなる段付ピニオンを支承するキャリア並びに前記入力軸に連結され前記大径ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記小径及び大径サンギヤの回転を夫々選択的に規制する第 1、第 2 回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 6】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤに噛合するロングピニオンと該ロングピニオンに噛合する中間ピニオンとを支承するキャリア、前記入力軸に連結され前記ロングピニオンに噛合する前段リングギヤ及び前記中間ピニオンに噛合する後段リングギヤを有する減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャ

リヤを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記サンギヤ及び後段リングギヤの回転を夫々選択的に規制する第 1、第 2 回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 7】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記サンギヤの回転を選択的に規制する回転制御ブレーキと、前記サンギヤ、キャリア及びリングギヤのいずれか二つを係脱可能に接続する回転制御クラッチとで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 8】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置と、該減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記リングギヤ又はキャリアの回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記リングギヤ及び前記キャリアと前記減速回転出力部材とを係脱可能に夫々連結する第 1、第 2 回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 9】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び前記ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記減速用遊星歯車装置のキャリア及びリングギヤと前記入力軸とを係脱可能に夫々接続する第 1、第 2 回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 10】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第 1 及び第 3 制御クラッチに連結し、前記サンギヤの回転を選択的に規制する回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項 11】 請求項 1 乃至請求項 4 のいずれかに記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び

前記入力軸に連結され前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置と、該減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記キャリアの回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記キャリアと前記減速回転出力部材とを係脱可能に連結する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項12】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを該減速用遊星歯車装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記減速用遊星歯車装置のリングギヤと前記入力軸とを係脱可能に接続する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項13】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、入力軸に固定された複数の歯車と、前記変速用複式遊星歯車装置と同心に回転可能に支承され前記複数の歯車と噛合して入力回転及び減速回転を生成する複数の歯車とからなる減速用歯車列と、前記変速用複式遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記減速回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記減速回転出力部材を前記歯車列の減速回転を生成する歯車に係脱可能に連結する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項14】 請求項1乃至請求項13のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を構成する2組の遊星歯車機構の少なくとも一方をダブルビニオン型の遊星歯車機構とし、第3要素をリングギヤとしたことを特徴とする自動変速機。

【請求項15】 請求項1乃至請求項13のいずれかに記載の自動変速機において、第1及び第2サンギヤ、該第1サンギヤに直接噛合するとともに中間ビニオンを介して前記第2サンギヤに噛合するロングビニオン及び該中間ビニオンを支承するキャリア並びに前記ロングビニオンと噛合し前記出力軸に連結されたリングギヤにより前記変速用複式遊星歯車装置を構成し、前記第1要素を前記第1サンギヤ、前記第2要素をキャリア、前記第3要素をリングギヤ、前記第4要素を第2サンギヤとしたことを特徴とする自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、入力軸に連結された変速用複式遊星歯車装置の各要素に連結された制御ク

ラッチ及び制御ブレーキを係脱して前記入力軸の回転を複数段に変速して出力軸に伝達する自動変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】 第1及び第2サンギヤ、該第1サンギヤに直接噛合するとともに中間ビニオンを介して前記第2サンギヤに噛合するロングビニオン及び該中間ビニオンを支承するキャリア並びに前記ロングビニオンと噛合し前記出力軸に連結されたリングギヤを有する変速用複式遊星歯車装置と、入力軸が連結されたリングギヤ、トランスミッションケースに固定されたサンギヤ及びリングギヤとサンギヤとに噛合するビニオンを支承するキャリアからなる減速用遊星歯車装置とを設け、前記入力軸の回転より回転数が小さくなるように減速された減速用遊星歯車装置のキャリアの回転を前記第2、第1サンギヤに第1及び第3制御クラッチにより選択的に伝達し、前記入力軸の回転を変速用複式遊星歯車装置のキャリアに第2制御クラッチにより選択的に伝達し、変速用複式遊星歯車装置の第1サンギヤ及びキャリアの回転を第1及び第2制御ブレーキで選択的に規制して前進6段、後退1段のギヤ比を成立する自動変速機が特開平4-219553号公報に開示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 上記従来の自動変速機は、全長が短く横置きエンジンの前輪駆動車に適している。しかし、近年は燃費及び動力伝達性能向上を図るため、或いは運転者の嗜好にマッチしたギヤ比を得るために、適切に離間した前進7段以上のギヤ比を成立することができる自動変速機が求められている。

【0004】 本発明に係る要望に応えるためになされたもので、高速段側に直結段を含む変速段を追加してギヤ比を更に密にし、車速の高速度域でエンジン性能を最適に引き出すことができ、高効率且つギヤチェンジ時の出力トルク変化が小さくフィーリングの良好な前進7段以上のギヤ比を得ることができる自動変速機を提供することである。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記の課題を解決するため、請求項1に記載の発明の構成上の特徴は、入力軸と、該入力軸に連結され入力軸の回転より回転数が小さい減速回転を減速回転出力部材に生成する歯車減速装置と、速度線図においてギヤ比に対応した間隔で順次並べられた4個の要素に並び順にそれぞれ対応する第1、第2、第3及び第4要素を有する変速用複式遊星歯車装置と、前記減速回転出力部材を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段と、前記減速回転出力部材と前記第4、第1要素とを夫々係脱可能に連結する第1及び第3制御クラッチと、前記入力軸と前記第2要素とを係脱可能に連結する第2制御クラッチと、前記第1及び第2要素の回転を選択的に規制する第1及び第

10

20

30

40

50

2制御ブレーキと、前記第3要素に連結された出力軸とを備えたことである。

【0006】請求項2に係る発明の構成上の特徴は、請求項1に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置によって減速回転出力部材を減速回転で回転させ、自由回転状態では、減速回転出力部材を減速回転以外で回転することを許容することである。

【0007】請求項3に係る発明の構成上の特徴は、請求項1に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成することを許容し、自由回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成させないようにすることである。

【0008】請求項4に係る発明の構成上の特徴は、請求項1に記載の自動変速機において、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を許容し、自由回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を遮断することである。

【0009】請求項5に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、小径及び大径サンギヤ、該小径及び大径サンギヤと夫々噛合する大径及び小径ビニオンからなる段付ビニオンを支承するキャリア並びに前記入力軸に連結され前記大径ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記小径及び大径サンギヤの回転を夫々選択的に規制する第1、第2回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成としたことである。

【0010】請求項6に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤと噛合するロングビニオンと該ロングビニオンに噛合する中間ビニオンとを支承するキャリア、前記入力軸に連結され前記ロングビニオンに噛合する前段リングギヤ及び前記中間ビニオンに噛合する後段リングギヤを有する減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記サンギヤ及び後段リングギヤの回転を夫々選択的に規制する第1、第2回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0011】請求項7に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結

し、前記サンギヤの回転を選択的に規制する回転制御ブレーキと、前記サンギヤ、キャリア及びリングギヤのいずれか二つを係脱可能に接続する回転制御クラッチとで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0012】請求項8に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置と、該減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記リングギヤ又はキャリアの回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記リングギヤ及び前記キャリアと前記減速回転出力部材とを係脱可能に夫々連結する第1、第2回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0013】請求項9に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記減速用遊星歯車装置のキャリア及びリングギヤと前記入力軸とを係脱可能に夫々接続する第1、第2回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0014】請求項10に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、サンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを前記歯車減速装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記サンギヤの回転を選択的に規制する回転制御ブレーキで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0015】請求項11に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するビニオンを支承するキャリア及び前記入力軸に連結され前記ビニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置と、該減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記キャリアの回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記キャリアと前記減速回転出力部材とを係脱可能に連結する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことである。



【0016】請求項12に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、回転を規制されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するピニオンを支承するキャリア及び前記ピニオンと噛合するリングギヤからなる減速用遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、前記キャリアを該減速用遊星歯車装置の減速回転出力部材として前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記減速用遊星歯車装置のリングギヤと前記入力軸とを係脱可能に接続する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0017】請求項13に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4に記載の自動変速機において、入力軸に固定された複数の歯車と、前記変速用複式遊星歯車装置と同心に回転可能に支承され前記複数の歯車と噛合して入力回転及び減速回転を生成する複数の歯車とからなる減速用歯車列と、前記変速用複式遊星歯車装置と同心に回転可能に設けられ前記減速回転が選択的に伝達される減速回転出力部材とで前記歯車減速装置を構成し、該減速回転出力部材を前記第1及び第3制御クラッチに連結し、前記減速回転出力部材を前記歯車列の減速回転を生成する歯車に係脱可能に連結する回転制御クラッチで前記回転状態切替手段を構成したことである。

【0018】請求項14に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項13のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を構成する2組の遊星歯車機構の少なくとも一方をダブルピニオン型の遊星歯車機構とし、第3要素をリングギヤとしたことである。

【0019】請求項15に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項13のいずれかに記載の自動変速機において、第1及び第2サンギヤ、該第1サンギヤに直接噛合するとともに中間ピニオンを介して前記第2サンギヤに噛合するロングピニオン及び該中間ピニオンを支承するキャリア並びに前記ロングピニオンと噛合し前記出力軸に連結されたリングギヤにより前記変速用複式遊星歯車装置を構成し、前記第1要素を前記第1サンギヤ、前記第2要素をキャリア、前記第3要素をリングギヤ、前記第4要素を第2サンギヤとしたことである。

【0020】

【発明の作用・効果】上記のように構成した請求項1に係る発明においては、入力軸の回転より回転数が小さい減速回転を減速回転出力部材に生成する歯車減速装置を設け、減速回転出力部材を回転状態切替手段により減速回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、減速回転出力部材の減速回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に伝達し、第1及び第2要素の回転を第1、第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結したので、従来の自動変速機に最小限の変更を加

えるだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進7段以上のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を提供することができる。さらに、高速段側のギヤ比を更に密にすることができるので、車速の高速度域でエンジン性能を最適に引き出すことができ、且つギヤチェンジ時のギヤ比の変化延いては出力トルク変化が小さくなり、良好なフィーリングを得ることができる。また、減速回転出力部材を自由回転状態にして第1乃至第3制御クラッチを接続することにより変速用複式遊星歯車装置の第1及び第4要素を連結して第2要素に伝達された入力軸の回転を第3要素にギヤ比1で伝達する直結段を得ることができるので、燃費向上を図ることができる。

【0021】上記のように構成した請求項2に係る発明においては、減速回転出力部材を前記回転状態切替手段によって減速回転状態では減速回転で回転させ、自由回転状態では、減速回転出力部材を減速回転以外で回転することを許容するようにしたので、第1乃至第3制御クラッチを接続することにより変速用複式遊星歯車装置の第1及び第4要素を連結して第2要素に伝達された入力軸の回転を第3要素にギヤ比1で伝達する直結段を得ることができ、燃費向上を図ることができる。

【0022】上記のように構成した請求項3に係る発明においては、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成することを許容し、自由回転状態では、歯車減速装置によって減速回転を減速回転出力部材に生成させないようにしたので、請求項2の場合と同様に第2要素に伝達された入力軸の回転を第3要素にギヤ比1で伝達する直結段を得ることができ、燃費向上を図ることができる。

【0023】上記のように構成した請求項4に係る発明においては、前記回転状態切替手段は、減速回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を許容し、自由回転状態では、歯車減速装置を介した入力軸と減速回転出力部材との間の動力伝達を遮断するので、請求項2の場合と同様に第2要素に伝達された入力軸の回転を第3要素にギヤ比1で伝達する直結段を得ることができ、燃費向上を図ることができる。

【0024】上記のように構成した請求項5に係る発明においては、減速用複式遊星歯車装置の小径及び大径サンギヤの回転を第1、第2回転制御ブレーキで夫々選択的に規制してキャリアを第1、第2回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、第1、第2回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機の減速用遊星歯車装置を段付ピニオン

を有する複式のものとし、2個の回転制御ブレーキを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進12段、後退2段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0025】上記のように構成した請求項6に係る発明においては、減速用複式遊星歯車装置のサンギヤ及び後段リングギヤの回転を第1、第2回転制御ブレーキで夫々選択的に規制してキャリアを第1、第2回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、第1又は第2回転を第1、第3制御クラッチを介して変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機の減速用遊星歯車装置を他のタイプのものとし、2個の回転制御ブレーキを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進12段、後退2段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0026】上記のように構成した請求項7に係る発明においては、減速用遊星歯車装置のサンギヤの回転を回転制御ブレーキで選択的に規制し、サンギヤ、キャリア及びリングギヤのいずれか二つを回転制御クラッチで接続してキャリアを第1、第2回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、第1又は第2回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機に回転制御クラッチと回転制御ブレーキを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進9段、後退2段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0027】上記のように構成した請求項8に係る発明においては、減速回転出力部材を減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設け、該減速回転出力部材を減速用遊星歯車装置のリングギヤ、キャリアに第1、第2回転制御クラッチにより選択的に連結して減速回転出力部材を第1、第2回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、該減速回転出力部材の回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機に減速回転出力部材と2個の回転制御クラッチを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進9段、後退2段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることがで

きる。

【0028】上記のように構成した請求項9に係る発明においては、入力軸を減速用遊星歯車装置のリングギヤ、キャリアに第1、第2回転制御クラッチにより選択的に接続してキャリアを第1、第2回転状態及び自由回転状態のいずれかの状態に切り替え、第1又は第2回転を第1及び第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に連結し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機に2個の回転制御クラッチを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進9段、後退2段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0029】上記のように構成した請求項10に係る発明においては、減速用遊星歯車装置のサンギヤの回転を回転制御ブレーキで選択的に規制してキャリアを減速回転状態又は自由回転状態に切り替え、減速回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機に回転制御ブレーキを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進7段、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0030】上記のように構成した請求項11に係る発明においては、減速回転出力部材を減速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設け、該減速回転出力部材を減速用遊星歯車装置のキャリアに回転制御クラッチにより選択的に連結して減速回転出力部材を減速回転状態又は自由回転状態に切り替え、該減速回転出力部材の回転を第1、第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機に減速回転出力部材と回転制御クラッチを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進7段、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0031】上記のように構成した請求項12に係る発明においては、入力軸を減速用遊星歯車装置のリングギヤに回転制御クラッチにより選択的に接続してキャリアを減速回転状態又は自由回転状態に切り替え、減速回転を第1及び第3制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第4、第1要素に選択的に連結し、入力軸の回転を第2制御クラッチにより第2要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項1に記載した発明の効果に加

え、従来の自動変速機に回転制御クラッチを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進 7 段、後退 1 段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0032】上記のように構成した請求項 13 に係る発明においては、減速回転出力部材を変速用遊星歯車装置と同心に回転可能に設け、該減速回転出力部材を減速用歯車列の減速回転を生成する歯車に回転制御クラッチにより選択的に連結して減速回転出力部材を減速回転状態又は自由回転状態に切り替え、減速回転出力部材を第 1 及び第 3 制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第 4、第 1 要素に選択的に連結し、減速用歯車列で生成される入力回転を第 2 制御クラッチにより第 2 要素に選択的に伝達するようにしたので、請求項 1 に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機の減速用遊星歯車装置を簡単な減速用歯車列に変換し、減速回転出力部材と回転制御クラッチを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進 7 段以上のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0033】上記のように構成した請求項 14 に係る発明においては、変速用複式遊星歯車装置を構成する 2 組の遊星歯車機構の少なくとも一方をダブルベニオン型の遊星歯車機構とし、第 3 要素としてのリングギヤに出力軸を連結したので、請求項 1 に記載の発明の効果に加え、簡単な構成で全長の短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0034】上記のように構成した請求項 15 に係る発明においては、第 1 及び第 2 サンギヤ、該第 1 サンギヤに直接噛合するとともに中間ベニオンを介して第 2 サンギヤに噛合するロングベニオン及び該中間ベニオンを支承するキャリア並びにロングベニオンと噛合し出力軸に連結されたリングギヤにより変速用複式遊星歯車装置を構成し、第 1 要素を第 1 サンギヤ、第 2 要素をキャリア、第 3 要素をリングギヤ、第 4 要素を第 2 サンギヤとしたので、従来の自動変速機に最小限の変更を加えるだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進 7 段以上のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる構造簡単で全長が短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0035】

【実施の形態】以下、図面に基いて本発明に係る自動変速機の第 1 の実施形態について説明する。図 1 において、10 は本発明に係る自動変速機で、例えば自動車のエンジンにより回転駆動される流体トルクコンバータ 11 の出力回転を変速して駆動輪に伝達するために使用される。自動変速機 10 は、車体に取り付けられたトランスミッションケース 12 内に共通軸線 13 上に順次支承された入力軸 15、減速用複式遊星歯車装置 16、変速用複式遊星歯車装置 17 及び出力軸 18 で構成されてい

る。減速用複式遊星歯車装置 16 は、2 個のシングルベニオン型の遊星歯車機構 51、52 のキャリア C1、C2 及びリングギヤ R1、R2 を連結、共通化して構成されている。即ち、減速用複式遊星歯車装置 16 は、共通軸線 13 上に回転可能に支承された大径及び小径サンギヤ S1、S2、大径及び小径サンギヤ S1、S2 と夫々噛合する小径及び大径ベニオン 23、24 からなる段付ベニオン 25、この段付きベニオン 25 を回転可能に支承し共通軸線 13 上に回転可能に支承された共通のキャリア C1、C2、及び大径ベニオン 24 と噛合し共通軸線 13 上に回転可能に支承された共通のリングギヤ R1、R2 から構成されている。入力軸 15 はリングギヤ R1、R2 に連結されている。

【0036】大径及び小径サンギヤ S1、S2 をトランスミッションケース 12 に夫々接続して選択的に回転を規制する第 2、第 1 回転制御ブレーキ B-2、B-1 が大径及び小径サンギヤ S1、S2 に夫々連結されている。これにより減速回転出力部材 55 としてのキャリア C1、C2 は、第 1 回転制御ブレーキ B-1 により小径サンギヤ S2 の回転が規制されて入力軸 15 の回転より小さい第 1 減速回転で回転される第 1 減速回転状態、第 2 回転制御ブレーキ B-2 により大径サンギヤ S1 の回転が規制されて第 1 減速回転より回転数が小さい第 2 減速回転で回転される第 2 減速回転状態、第 1、第 2 回転制御ブレーキ B-1、B-2 が不動作で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0037】減速用複式遊星歯車装置 16 は、入力軸 15 に連結され、入力軸 15 の回転より回転数が小さい第 1 及び第 2 減速回転を生成する歯車減速装置 49 を構成し、第 1、第 2 回転制御ブレーキ B-1、B-2 は、減速回転出力部材 55 としてのキャリア C1、C2 を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段 50 を構成する。

【0038】変速用複式遊星歯車装置 17 は、シングルベニオン型の遊星歯車機構 53 及びダブルベニオン型の遊星歯車機構 54 のキャリア C3、C4 及びリングギヤ R3、R4 をそれぞれ連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線 13 上に回転可能に支承された第 1 及び第 2 サンギヤ S3、S4、第 1 サンギヤ S3 に直接噛合するとともに第 2 サンギヤ S4 に中間ベニオン 33 を介して噛合するロングベニオン 34、ロングベニオン 34 及び中間ベニオン 33 を回転可能に支承し共通軸線 13 上に回転可能に支承された共通のキャリア C3、C4、及びロングベニオン 34 と噛合し共通軸線 13 上に回転可能に支承された共通のリングギヤ R3、R4 から構成されている。リングギヤ R3、R4 には出力軸 18 が連結されている。

【0039】減速用複式遊星歯車装置 16 のキャリア C1、C2 と変速用複式遊星歯車装置 17 の第 1、第 2 サンギヤ S3、S4 とを夫々係脱可能に連結する第 3、第

1 制御クラッチC-3、C-1と、入力軸15と変速用複式遊星歯車装置17の共通のキャリアC3、C4とを係脱可能に連結する第2制御クラッチC-2が設けられている。そして、第1サンギヤS3及びキャリアC3、C4には、第1サンギヤS3及びキャリアC3、C4をトランスミッションケース12に夫々選択的に接続して回転を規制する第1、第2制御ブレーキB-3、B-4が連結されている。F-1はキャリアC3、C4の逆転方向の回転を規制するワンウェイクラッチである。

【0040】なお、流体トルクコンバータ11のポンプインペラ45は図略のエンジンによって回転駆動されてオイルを送り出し、ステータ46がオイルの反力を受け止めてトルクをタービン47に発生するようになっている。入力軸15はタービン47に連結されている。48はポンプインペラ45とタービン47とを直結するロックアップクラッチである。

【0041】以上のように構成された自動変速機10においては、第1乃至第3制御クラッチC-1～C-3を選択的に係脱し、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4及び第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2を選択的に作動して遊星歯車装置の要素の回転を規制することにより、前進12段、後退2段のギヤ比を成立することができる。図2において、各変速段に対応する各制御クラッチ、制御ブレーキの欄に黒丸が付されている場合、制御クラッチであれば接続状態、制御ブレーキであれば回転規制状態にあることを示す。また、図2には、減速用複式遊星歯車装置16の大径サンギヤS1、段付ピニオン25、キャリアC1及びリングギヤR1からなる減速用第1遊星歯車機構51のギヤ比 $\lambda_1$ が0.778、小径サンギヤS2、大径ピニオン24、キャリアC2及びリングギヤR2からなる減速用第2遊星歯車機構52のギヤ比 $\lambda_2$ が0.361、変速用複式遊星歯車装置17の第1サンギヤS3、ロングピニオン34、キャリアC3及びリングギヤR3からなる変速用第1遊星歯車機構53のギヤ比 $\lambda_3$ が0.458、第2サンギヤS4、中間ピニオン33、ロングピニオン34、キャリアC4及びリングギヤR4からなる変速用第2遊星歯車機構54のギヤ比 $\lambda_4$ が0.375である場合における各変速段におけるギヤ比（入力軸15の回転数/出力軸18の回転数）がギヤ比欄に示されている。

【0042】シングルピニオン型の減速用第1、第2遊星歯車機構51、52、変速用第1遊星歯車機構53においては、サンギヤの回転数 $N_s$ 、キャリアの回転数 $N_c$ 、リングギヤの回転数 $N_r$ と遊星歯車機構のギヤ比 $\lambda$ との関係は、式(1)で示され、ダブルピニオン型の変速用第2遊星歯車機構54においては、サンギヤの回転数 $N_s$ 、キャリアの回転数 $N_c$ 、リングギヤの回転数 $N_r$ と遊星歯車機構のギヤ比 $\lambda$ との関係は、式(2)で示され、各変速段におけるギヤ比は、式(1)、(2)に基づいて算出される。大径、小径、第1、第2サンギヤ

S1、S2、S3、S4の歯数を $Z_{s1}$ 、 $Z_{s2}$ 、 $Z_{s3}$ 、 $Z_{s4}$ 、リングギヤR1、R2、R3、R4の歯数を $Z_{r1}$ 、 $Z_{r2}$ 、 $Z_{r3}$ 、 $Z_{r4}$ とすると、減速用第1、第2及び変速用第1、第2遊星歯車機構51～54のギヤ比は $\lambda_1 = Z_{s1}/Z_{r1}$ 、 $\lambda_2 = Z_{s2}/Z_{r2}$ 、 $\lambda_3 = Z_{s3}/Z_{r3}$ 、 $\lambda_4 = Z_{s4}/Z_{r4}$ である。

【0043】

$$N_r = (1 + \lambda) N_c - \lambda N_s \cdots (1)$$

$$N_r = (1 - \lambda) N_c + \lambda N_s \cdots (2)$$

第1及び第2回転制御ブレーキB-1、B-2を選択的に作動し、第1乃至第3制御クラッチC-1～C-3を選択的に接続するとともに第1、第2制御ブレーキB-3、B-4を選択的に作動したとき、減速用複式遊星歯車装置16及び変速用複式遊星歯車装置17の各要素の速度比は、図3に示す速度線図のようになる。速度線図は、遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、リングギヤからなる各要素を横軸方向にギヤ比に対応させた間隔で配置し、縦軸方向に各要素に対応してその速度比を取ったものである。図3には、減速用及び変速用複式遊星歯車装置16、17の速度線図が左右に並べて記載されている。減速用複式遊星歯車装置16を構成する減速用第1、第2遊星歯車機構51、52では、キャリアC1、C2、リングギヤR1、R2がそれぞれ共通するので、C1、C2及びR1、R2がそれぞれ付された各1本の縦線上に共通のキャリアC1、C2、共通のリングギヤR1、R2の速度比を表し、それぞれS1、S2が付された各1本の縦線上にサンギヤS1、S2の速度比を表す。シングルピニオン型の第1遊星歯車機構51については、キャリアC1の縦線とリングギヤR1の縦線との間隔 $a$ を第1遊星歯車機構51のギヤ比 $\lambda_1$ とみなし、サンギヤS1の縦線をキャリアC1の縦線からリングギヤR1の縦線の反対側に間隔 $a/\lambda_1$ だけ離して配置する。シングルピニオン型の第2遊星歯車機構52についても同様に、キャリアC2の縦線とリングギヤR2の縦線との間隔 $a$ を第2遊星歯車機構52のギヤ比 $\lambda_2$ とみなし、サンギヤS2の縦線をキャリアC2の縦線からリングギヤR2の縦線の反対側に間隔 $a/\lambda_2$ だけ離して配置する。

【0044】変速用複式遊星歯車装置17を構成する変速用第1、第2遊星歯車機構53、54では、キャリアC3、C4、リングギヤR3、R4がそれぞれ共通するので、C3、C4及びR3、R4がそれぞれ付された各1本の縦線上に共通のキャリアC3、C4、共通のリングギヤR3、R4の速度比を表し、それぞれS3、S4が付された各1本の縦線上にサンギヤS1、S2の速度比を表す。シングルピニオン型の変速用第1遊星歯車機構53については、キャリアC3の縦線とリングギヤR3の縦線との間隔 $b$ を変速用第1遊星歯車機構53のギヤ比 $\lambda_3$ とみなし、サンギヤS3の縦線をキャリアC3

の縦線からリングギヤR 3の縦線の反対側に間隔 $b/\lambda$  3だけ離して配置する。ダブルビニオン型の変速用第2遊星歯車機構5 4については、キャリアC 4の縦線とリングギヤR 4の縦線との間隔 $b$ を変速用第2遊星歯車機構5 4のギヤ比 $\lambda$  4とみなし、サンギヤS 4の縦線をキャリアC 4の縦線からリングギヤR 4の縦線と同じ側に間隔 $b/\lambda$  4だけ離して配置する。速度線図には、第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2、第1乃至第3制御クラッチC-1~C-3、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4が選択的に作動された点にB-1~B-4、C-1~C-3が記入されている。

【0045】このように作成された変速用複式遊星歯車装置17の速度線図において、4本の各縦線に対応する要素を縦線の並び順に第1、第2、第3、第4要素とする。第1実施形態の場合、第1要素としての第1サンギヤS 3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのキャリアC 3、C 4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR 3、R 4は出力軸18に連結され、第4要素としての第2サンギヤS 4は第1制御クラッチC-1に連結されている。

【0046】以下、各変速段の作動について説明する。前進第1変速段の場合、回転状態切替手段50を構成する第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS 1が回転規制されて減速回転出力部材55としてのキャリアC 1、C 2が第2減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 1、C 2と第2サンギヤS 4が接続され、ワンウェイクラッチF-1が作動してキャリアC 3、C 4の逆転が規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR 1、R 2、回転を規制されて反力を支持する大径サンギヤS 1、キャリアC 1、C 2により入力軸15の回転より回転数の小さい第2減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS 4、ワンウェイクラッチF-1で逆転を規制されて反力を支持するキャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4に伝達され、出力軸18を第1変速段のギヤ比4.741で正転駆動する。なお、第2制御ブレーキB-4を作動してキャリアC 3、C 4の回転を規制してもよい。

【0047】前進第2変速段の場合、回転状態切替手段50を構成する第1回転制御ブレーキB-1により小径サンギヤS 2が回転規制されてキャリアC 1、C 2が第1減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 1、C 2と第2サンギヤS 4が接続され、ワンウェイクラッチF-1が作動してキャリアC 3、C 4の逆転が規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR 1、R 2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS 2、キャリアC 1、C 2により回転数が入力軸15の回転より小さく第2減速回転より大きい第1減速回転に減速され、第1制

御クラッチC-1、第2サンギヤS 4、ワンウェイクラッチF-1で逆転を規制されて反力を支持するキャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4に伝達され、出力軸18を第2変速段のギヤ比3.630で正転駆動する。

【0048】前進第3変速段の場合、第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS 1が回転規制されてキャリアC 1、C 2が第2減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 1、C 2と第2サンギヤS 4が接続され、第1制御ブレーキB-3が作動されて第1サンギヤS 3が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR 1、R 2、回転を規制されて反力を支持する大径サンギヤS 1、キャリアC 1、C 2により第2減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS 4、回転を規制されて反力を支持する第1サンギヤS 3、キャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4に伝達され、出力軸18を第3変速段のギヤ比2.709で正転駆動する。

【0049】前進第4変速段の場合、第1回転制御ブレーキB-1により小径サンギヤS 2が回転規制されてキャリアC 1、C 2が第1減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 1、C 2と第2サンギヤS 4が接続され、第1制御ブレーキB-3が作動されて第1サンギヤS 3が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR 1、R 2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS 2、キャリアC 1、C 2により第1減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS 4、回転を規制されて反力を支持する第1サンギヤS 3、キャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4に伝達され、出力軸18を第4変速段のギヤ比2.074で正転駆動する。

【0050】前進第5変速段の場合、第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS 1が回転規制されてキャリアC 1、C 2が第2減速回転状態に切り替えられ、第1、第3制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 1、C 2と第2、第1サンギヤS 4、S 3が接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR 1、R 2、回転を規制されて反力を支持する大径サンギヤS 1、キャリアC 1、C 2により第2減速回転に減速され、第1及び第3制御クラッチC-1、C-3を経て第2及び第1サンギヤS 4、S 3に伝達され、キャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4を第1及び第2サンギヤS 3、S 4の回転に応じて回転し、出力軸18を第5変速段のギヤ比1.778で正転駆動する。

【0051】前進第6変速段の場合、第1回転制御ブレーキB-1の作動により小径サンギヤS 2が回転規制されてキャリアC 1、C 2が第1減速回転状態に切り替え



られ、第1、第3制御クラッチC-1、C-3が作動されてキャリアC1、C2と第2、第1サンギヤS4、S3が接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS2、キャリアC1、C2により第1減速回転に減速され、第1及び第3制御クラッチC-1、C-3を経て第2及び第1サンギヤS4、S3に伝達され、キャリアC3、C4を介してリングギヤR3、R4を第1及び第2サンギヤS3、S4の回転に応じて回転し、出力軸18を第6変速段のギヤ比1.361で正転駆動する。

【0052】前進第7変速段の場合、第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS1が回転規制されてキャリアC1、C2が第2減速回転状態に切り替えられ、第1及び第2制御クラッチC-1、C-2が作動されてキャリアC1、C2と第2サンギヤS4、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する大径サンギヤS1、キャリアC1、C2により第2減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1を介して第2サンギヤS4に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第2サンギヤS4とキャリアC3、C4との回転差に応じて回転し、出力軸18を第7変速段のギヤ比1.196で正転駆動する。

【0053】前進第8変速段の場合、第1回転制御ブレーキB-1の作動により小径サンギヤS2が回転規制されてキャリアC1、C2が第1減速回転状態に切り替えられ、第1及び第2制御クラッチC-1、C-2が作動されてキャリアC1、C2と第2サンギヤS4、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS2、キャリアC1、C2により第1減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1を介して第2サンギヤS4に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第2サンギヤS4とキャリアC3、C4との回転差に応じて回転し、出力軸18を第8変速段のギヤ比1.100で正転駆動する。

【0054】前進第9変速段の場合、第1、第2及び第3制御クラッチC-1、C-2、C-3が接続状態となり、第1及び第2サンギヤS3、S4が減速回転出力部材55としてのキャリアC1、C2を介して接続され、回転状態切替手段50としての第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2が不作動となり、キャリアC1、C2が自由回転状態になるので、入力軸15に入力された回転は、第2制御クラッチC-2により変速用複式遊星歯車装置10のキャリアC3、C4に直接伝達され、一

体化された第1、第2サンギヤS3、S4を介してリングギヤR3、R4を回転し、出力軸18を第9変速段のギヤ比1.000で正転駆動する。

【0055】前進第10変速段の場合、第1回転制御ブレーキB-1の作動により小径サンギヤS2が回転規制されてキャリアC1、C2が第1減速回転状態に切り替えられ、第3及び第2制御クラッチC-3、C-2が作動されてキャリアC1、C2と第1サンギヤS3、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS2、キャリアC1、C2により第1減速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第1サンギヤS3とキャリアC3、C4との回転差に応じて回転し、出力軸18を第10変速段のギヤ比0.892で正転駆動する。

【0056】前進第11変速段の場合、第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS1が回転規制されてキャリアC1、C2が第2減速回転状態に切り替えられ、第3及び第2制御クラッチC-3、C-2が作動されてキャリアC1、C2と第1サンギヤS3、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する大径サンギヤS1、キャリアC1、C2により第2減速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第1サンギヤS3とキャリアC3、C4との回転差に応じて回転し、出力軸18を第11変速段のギヤ比0.833で正転駆動する。

【0057】前進第12変速段の場合、第2制御クラッチC-2が作動されて入力軸15とキャリアC3、C4とが接続され、第1制御ブレーキB-3が作動して第1サンギヤS3の回転を規制するので、入力軸15に入力された回転は、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に伝達され、回転を規制された第1サンギヤS3に反力を支持されてリングギヤR3、R4を回転し、出力軸18を第12変速段のギヤ比0.686で正転駆動する。

【0058】後退第1変速段の場合、第2回転制御ブレーキB-2の作動により大径サンギヤS1が回転規制されてキャリアC1、C2が第1減速回転状態に切り替えられ、第3制御クラッチC-3が作動されてキャリアC1、C2と第1サンギヤS3とが接続され、第2制御ブレーキB-4が作動されてキャリアC1、C2が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する大径

サンギヤS1、キャリアC1、C2により第2減速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達され、回転を規制されたキャリアC3、C4に反力を支持されてリングギヤR3、R4を逆転し、出力軸18を後退第1変速段のギヤ比3.879で逆転駆動する。

【0059】後退第2変速段の場合、第1回転制御ブレーキB-1の作動により小径サンギヤS2が回転規制されてキャリアC1、C2が第1減速回転状態に切り替えられ、第3制御クラッチC-3が作動されてキャリアC1、C2と第1サンギヤS3とが接続され、第2制御ブレーキB-4が作動されてキャリアC1、C2が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR1、R2、回転を規制されて反力を支持する小径サンギヤS2、キャリアC1、C2により第1減速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達され、回転を規制されたキャリアC3、C4に反力を支持されてリングギヤR3、R4を逆転し、出力軸18を後退第2変速段のギヤ比2.970で逆転駆動する。

【0060】入力軸15に連結された減速用複式遊星歯車装置16のリングギヤR1、R2の回転数を1とした場合の各変速段における大径、小径、第1、第2サンギヤS1～S4、キャリアC1、C2およびC3、C4、並びにリングギヤR1、R2及びR3、R4の回転比を示す図3の速度線図から明らかのように、各変速段における共通のリングギヤR3、R4の回転比すなわちギヤ比は、適当な間隔をもって配列し、本発明に係る自動変速機によれば適切に離間した前進12段、後退2段のギヤ比を得ることができる。さらに、いずれの変速段においてもサンギヤ、キャリア及びリングギヤのいずれか一つが極めて高速回転するようなことがない。

【0061】次に、第2の実施形態について、図4に基づいて説明する。第2の実施形態は、変速用複式遊星歯車装置17、第1乃至第3クラッチC-1～C-3、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4及びワンウェイクラッチF-1等については、第1の実施形態と同じであるので、図面に同一符号を付けて説明を省略し、第1実施形態と異なる減速用複式遊星歯車装置60のみにについて説明する。

【0062】減速用複式遊星歯車装置60は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構65及びシングルピニオン型の遊星歯車機構66のサンギヤS1、S2及びキャリアC1、C2を連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承された共通のサンギヤS1、S2、サンギヤS1、S2と噛合するロングピニオン62、このロングピニオン62及びロングピニオン62と噛合する中間ピニオン63を回転可能に支承し共通軸線13上に回転可能に支承された共通のキャリアC1、C2、ロングピニオン62及び中間ピニオン63と

夫々噛合し共通軸線13上に回転可能に支承されたリングギヤR2、R1から構成されている。入力軸15は前段のリングギヤR2に連結されている。

【0063】共通のサンギヤS1、S2及び後段のリングギヤR1をトランスミッションケース12に夫々接続して選択的に回転を規制する第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2がサンギヤS1、S2及びリングギヤR1に夫々連結されている。これにより減速回転出力部材55としてのキャリアC1、C2は、第1回転制御ブレーキB-1によりサンギヤS1、S2の回転が規制されて入力軸15の回転より小さい第1減速回転で回転される第1減速回転状態、第2回転制御ブレーキB-2によりリングギヤR1の回転が規制されて第1減速回転より回転数が小さい第2減速回転で回転される第2減速回転状態、第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0064】減速用複式遊星歯車装置60は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい第1及び第2減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2は、減速回転出力部材55としてのキャリアC1、C2を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。

【0065】第2実施形態においても、入力軸15の回転及び減速用遊星歯車装置60のキャリアC1、C2に生成された第1、第2減速回転を第1乃至第3制御クラッチC-1～C-3により変速用複式遊星歯車装置17の第2、第1サンギヤS4、S3及び共通のキャリアC3、C4に伝達するとともに、第1サンギヤS3及びキャリアC3、C4の回転を第1、第2制御ブレーキB-3、B-4により選択的に規制することにより入力軸15の回転を前進12段、後退2段に変速することは、第1の実施形態の場合と同様であるので、詳細な説明は省略する。各変速段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態を図5に示す。第2の実施形態においては、第2変速段と第3変速段との間、第4変速段と第5変速段との間で制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態が第1の実施形態の場合と逆になっている。

【0066】また図5には、減速用複式遊星歯車装置60のサンギヤS1、ロングピニオン62、中間ピニオン63、キャリアC1及びリングギヤR1からなる減速用第1遊星歯車機構65のギヤ比 $\lambda_1$ が0.273、サンギヤS2、ロングピニオン62、キャリアC2及びリングギヤR2からなる減速用第2遊星歯車機構66のギヤ比 $\lambda_2$ が0.391、変速用複式遊星歯車装置17の第1サンギヤS3、ロングピニオン34、キャリアC3及びリングギヤR3からなる変速用第1遊星歯車機構53のギヤ比 $\lambda_3$ が0.556、第2サンギヤS4、中間ピニオン33、ロングピニオン34、キャリアC4及びリ

ングギヤR 4からなる変速用第2遊星歯車機構5 4のギヤ比 $\lambda_4$ が0. 417である場合における各変速段におけるギヤ比(入力軸1 5の回転数/出力軸1 8の回転数)がギヤ比欄に示されている。

【0067】第2実施形態の速度線図は図6に示すようになる。第2実施形態においても、第1要素としての第1サンギヤS 3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのキャリアC 3、C 4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR 3、R 4は出力軸1 8に連結され、第4要素としての第2サンギヤS 4は第1制御クラッチC-1に連結されている。

【0068】次に、歯車減速装置に単式の遊星歯車装置を使用した実施形態について説明する。第3の実施形態は、変速用複式遊星歯車装置1 7、第1乃至第3クラッチC-1~C-3、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4及びワンウェイクラッチF-1等については、第1の実施形態と同じであるので、図7に同一符号を付けて説明を省略し、第1実施形態と異なる減速用遊星歯車装置7 0及び減速用遊星歯車装置7 0と変速用複式遊星歯車装置1 7との接続関係について説明する。

【0069】減速用遊星歯車装置7 0は、共通軸線1 3上に回転可能に支承されたサンギヤS 2、サンギヤS 2と噛合するピニオン7 1、このピニオン7 1を回転可能に支承し共通軸線1 3上に回転可能に支承されたキャリアC 2、ピニオン7 1と噛合し共通軸線1 3上に回転可能に支承されたリングギヤR 2から構成されている。入力軸1 5はリングギヤR 2に連結されている。回転制御クラッチC-4がキャリアC 2をリングギヤR 2に選択的に接続し、回転制御ブレーキB-2がサンギヤS 2の回転を選択的に規制するようになっている。これにより減速回転出力部材5 5としてのキャリアC 2は、回転制御クラッチC-4によりリングギヤR 2に接続されて入力軸1 5と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、回転制御ブレーキB-2によりサンギヤS 2の回転が規制されて入力軸1 5の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-4、回転制御ブレーキB-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0070】減速用遊星歯車装置7 0は、入力軸1 5に連結され、入力軸1 5の回転と回転数が等しい入力回転及び入力軸1 5の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置4 9を構成し、回転制御クラッチC-4及び回転制御ブレーキB-2は、減速回転出力部材5 5としてのキャリアC 2を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段5 0を構成する。

【0071】以上のように構成された第3実施形態では、第1乃至第3制御クラッチC-1~C-3及び回転制御クラッチC-4を選択的に係脱し、第1、第2制御

ブレーキB-3、B-4及び回転制御ブレーキB-2を選択的に作動して遊星歯車装置の要素部材の回転を規制することにより、前進9段、後退2段のギヤ比を成立することができる。

【0072】各変速段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態を図8に示す。図8には、減速用遊星歯車装置7 0のギヤ比 $\lambda_2$ が0. 417、変速用複式遊星歯車装置1 7の第1サンギヤS 3、ロングピニオン3 4、キャリアC 3及びリングギヤR 3からなる変速用第1遊星歯車機構5 3のギヤ比 $\lambda_3$ が0. 458、第2サンギヤS 4、中間ピニオン3 3、ロングピニオン3 4、キャリアC 4及びリングギヤR 4からなる変速用第2遊星歯車機構5 4のギヤ比 $\lambda_4$ が0. 375である場合における各変速段におけるギヤ比(入力軸1 5の回転数/出力軸1 8の回転数)がギヤ比欄に示されている。

【0073】第3実施形態の速度線図は図9に示すようになる。第3実施形態においても、第1要素としての第1サンギヤS 3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのキャリアC 3、C 4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR 3、R 4は出力軸1 8に連結され、第4要素としての第2サンギヤS 4は第1制御クラッチC-1に連結されている。

【0074】以下、各変速段の作動について説明する。前進第1変速段の場合、回転状態切替手段5 0を構成する回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS 2が回転規制されて減速回転出力部材5 5としてのキャリアC 2が減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 2と第2サンギヤS 4が接続され、ワンウェイクラッチF-1が作動してキャリアC 3、C 4の逆転が規制されるので、入力軸1 5に入力された回転は、リングギヤR 2、回転を規制されて反力を支持するサンギヤS 2、キャリアC 2により減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS 4、ワンウェイクラッチF-1で逆転を規制されて反力を支持するキャリアC 3、C 4を介してリングギヤR 3、R 4に伝達され、出力軸1 8を第1変速段のギヤ比3. 778で正転駆動する。なお、第2制御ブレーキB-4を作動してキャリアC 3、C 4の回転を規制してもよい。

【0075】前進第2変速段の場合、回転状態切替手段5 0を構成する回転制御クラッチC-4の作動によりキャリアC 2がリングギヤR 2に接続されて入力軸1 5と一体的に回転する入力回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC 2と第2サンギヤS 4が接続され、ワンウェイクラッチF-1が作動してキャリアC 3、C 4の逆転が規制されるので、入力軸1 5に入力された回転は、回転制御クラッチC-4によりキャリアC 2に入力回転として直接伝達され、第1



制御クラッチC-1、第2サンギヤS4、ワンウェイクラッチF-1で逆転を規制されて反力を支持するキャリアC3、C4を介してリングギヤR3、R4に伝達され、出力軸18を第2変速段のギヤ比2.667で正転駆動する。

【0076】前進第3変速段の場合、回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS2が回転規制されてキャリアC2が減速回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC2と第2サンギヤS4が接続され、第1制御ブレーキB-3が作動されて第1サンギヤS3が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR2、回転を規制されて反力を支持するサンギヤS2、キャリアC2により減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS4、回転を規制されて反力を支持する第1サンギヤS3、キャリアC3、C4を介してリングギヤR3、R4に伝達され、出力軸18を第3変速段のギヤ比2.159で正転駆動する。

【0077】前進第4変速段の場合、回転制御クラッチC-4の作動によりキャリアC2がリングギヤR2に接続されて入力軸15と一体的に回転する入力回転状態に切り替えられ、第1制御クラッチC-1が作動されてキャリアC2と第2サンギヤS4が接続され、第1制御ブレーキB-3が作動されて第1サンギヤS3の回転が規制されるので、入力軸15に入力された回転は、入力回転としてキャリアC2に直接伝達され、第1制御クラッチC-1、第2サンギヤS4、回転を規制されて反力を支持する第1サンギヤS3、キャリアC3、C4を介してリングギヤR3、R4に伝達され、出力軸18を第4変速段のギヤ比1.524で正転駆動する。

【0078】前進第5変速段の場合、回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS2が回転規制されてキャリアC2が減速回転状態に切り替えられ、第1、第3制御クラッチC-1、C-3が作動されてキャリアC2と第2、第1サンギヤS4、S3が接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR2、回転を規制されて反力を支持するサンギヤS2、キャリアC2により減速回転に減速され、第1及び第3制御クラッチC-1、C-3を経て第2及び第1サンギヤS4、S3に伝達され、キャリアC3、C4を介してリングギヤR3、R4を第1及び第2サンギヤS3、S4の回転に応じて回転し、出力軸18を第5変速段のギヤ比1.417で正転駆動する。

【0079】前進第6変速段の場合、回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS2が回転規制されてキャリアC2が減速回転状態に切り替えられ、第1、第2制御クラッチC-1、C-2が作動されてキャリアC2と第2サンギヤS4、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR2、回転を規制されて反力を支持するサンギ

ヤS2、キャリアC2により減速回転に減速され、第1制御クラッチC-1を介して第2サンギヤS4に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第2サンギヤS4とキャリアC3、C4の回転差に応じて回転し、出力軸18を第6変速段のギヤ比1.124で正転駆動する。

【0080】前進第7変速段の場合、第1、第2及び第3制御クラッチC-1、C-2、C-3が接続状態となり、第1及び第2サンギヤS3、S4が減速回転出力部材55としてのキャリアC2を介して接続され、回転状態切替手段50としての回転制御クラッチC-4及び回転制御ブレーキB-2が不作動となり、キャリアC2が自由回転状態になるので、入力軸15に入力された回転は、第2制御クラッチC-2により変速用複式遊星歯車装置10のキャリアC3、C4に直接伝達され、一体化された第1、第2サンギヤS3、S4を介してリングギヤR3、R4を回転し、出力軸18を第9変速段のギヤ比1.000で正転駆動する。

【0081】前進第8変速段の場合、回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS2が回転規制されてキャリアC2が減速回転状態に切り替えられ、第3、第2制御クラッチC-3、C-2が作動されてキャリアC2と第1サンギヤS3、入力軸15とキャリアC3、C4とが接続されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR2、回転を規制されて反力を支持するサンギヤS2、キャリアC2により減速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達されるとともに、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に直接伝達され、リングギヤR3、R4を第1サンギヤS3とキャリアC3、C4の回転差に応じて回転し、出力軸18を第8変速段のギヤ比0.881で正転駆動する。

【0082】前進第9変速段の場合、第2制御クラッチC-2が作動されて入力軸15とキャリアC3、C4とが接続され、第1制御ブレーキB-3が作動されて第1サンギヤS3が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、第2制御クラッチC-2を介してキャリアC3、C4に伝達され、回転を規制された第1サンギヤS3に反力を支持されてリングギヤR3、R4を回転し、出力軸18を第9変速段のギヤ比0.686で正転駆動する。

【0083】後退第1変速段の場合、回転制御ブレーキB-2の作動によりサンギヤS2が回転規制されてキャリアC2が減速回転状態に切り替えられ、第3制御クラッチC-3が作動されてキャリアC2と第1サンギヤS3とが接続され、第2制御ブレーキB-4が作動されてキャリアC3、C4が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、リングギヤR2、回転を規制されて反力を支持するサンギヤS2、キャリアC2により減

10

20

30

40

50

速回転に減速され、第3制御クラッチC-3を介して第1サンギヤS3に伝達され、回転を規制されたキャリアC3、C4に反力を支持されてリングギヤR3、R4を逆転し、出力軸18を後退第1変速段のギヤ比3.091で逆転駆動する。

【0084】後退第2変速段の場合、回転制御クラッチC-4の作動によりキャリアC2がリングギヤR2に接続されて入力軸15と一体的に回転する入力回転状態に切り替えられ、第3制御クラッチC-3が作動されてキャリアC2と第1サンギヤS3とが接続され、第2制御ブレーキB-4が作動されてキャリアC3、C4が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、キャリアC2に直接伝達され、第3制御クラッチC-3により第1サンギヤS3に伝達され、回転を規制されたキャリアC3、C4に反力を支持されてリングギヤR3、R4を逆転し、出力軸18を後退第2変速段のギヤ比2.182で逆転駆動する。

【0085】第3実施形態では、減速用遊星歯車装置70のサンギヤS2の回転を回転制御ブレーキB-2で規制してキャリアC2に入力軸15の回転より回転数の小さい減速回転を生成し、キャリアC2をリングギヤR2に回転制御クラッチC-4により接続してキャリアC2に入力軸15と同一回転数の入力回転を生成しているが、減速回転は同様にサンギヤS2の回転を規制して生成し、入力回転は、図10、図11に示すように、キャリアC2とサンギヤS2との間、又はリングギヤR2とサンギヤS2との間を回転制御クラッチC-4で係脱可能に接続して生成するようにしてもよい。この場合、変速用複式遊星歯車装置17の速度線図及び各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態は第3実施形態の場合と同一である。

【0086】サンギヤの回転を規制した単式の遊星歯車装置を減速用遊星歯車装置に使用した第4、第5実施形態を図12、図13に基づいて説明する。図12において、減速用遊星歯車装置72は、回転を規制されたサンギヤS2、サンギヤS2と噛合するピニオン73を支承するキャリアC2及びピニオン73と噛合するリングギヤR2から構成されている。入力軸15はリングギヤR2に連結されている。従って、キャリアC2には入力軸15の回転より回転数の小さい第2回転が生成され、リングギヤR2には入力軸15の回転と同一回転数の第1回転が生成される。

【0087】74は共通軸線13上に回転可能に設けられた連結部材で、この連結部材74は、第1、第3制御クラッチC-1、C-3により第2、第1サンギヤS4、S3に係脱可能に接続され、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5によりリングギヤR2及びキャリアC2に係脱可能に接続されるようになっている。これにより減速回転出力部材55としての連結部材74は、第1回転制御クラッチC-4によりリングギヤR2に接

続されて入力軸15と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、第2回転制御クラッチC-5によりキャリアC2に接続されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0088】減速用遊星歯車装置72及び連結部材74は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転と回転数が等しい入力回転及び入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5は、減速回転出力部材55としての連結部材74を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。

【0089】また、各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態は、第2回転制御ブレーキB-2に替えて第2回転制御クラッチC-5を作動させれば第3実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第3実施形態の場合と同一である。

【0090】図13において、減速用遊星歯車装置72は、回転を規制されたサンギヤS2、サンギヤS2と噛合するピニオン73を支承するキャリアC2及びピニオン73と噛合するリングギヤR2から構成されている。キャリアC2と第2及び第1サンギヤS4、S3との間に第1及び第3制御クラッチC-1、C-3が設けられ、入力軸15とキャリアC2との間に第1回転制御クラッチC-4、入力軸15とリングギヤR2との間に第2回転制御クラッチC-5が設けられている。これにより減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、キャリアC2が第1回転制御クラッチC-4により入力軸15に接続されて入力軸15と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、入力軸15が第2回転制御クラッチC-5によりリングギヤR2に接続されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0091】減速用遊星歯車装置72は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転と回転数が等しい第1回転及び入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5は、減速回転出力部材55としてのキャリアC2を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。この場合、各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態は、第2回転制御ブレーキB-2に替えて第2回転制御クラッチC-5を作動させれば第3実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第3実施形態の場合と同一である。

【0092】次に、歯車減速装置に単式の遊星歯車装置を使用した他の実施形態について説明する。第6実施形態は、第3実施形態から回転制御クラッチC-4を取り除いた構成であるので、図14に第3実施形態に対応する部品に同一符号を付けて構成の詳細説明を省略する。この場合、減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、回転制御ブレーキB-2によりサンギヤS2の回転が規制されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御ブレーキB-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0093】減速用遊星歯車装置70は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、回転制御ブレーキB-2は、減速回転出力部材55としてのキャリアC2を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。

【0094】図15に示すように、各変速段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、図8に示す第3実施形態の作動状態において、回転制御クラッチC-4が作動状態の変速段2nd, 4th, Rev2の欄を取り除いて上から順に変速段の番号を付け直したものと同じであり、各変速段における減速用遊星歯車装置70及び変速用遊星歯車装置17の作動も、各変速段におけるギヤ比を除いて第3実施形態の対応する変速段と同じであるので説明を省略する。各変速段におけるギヤ比については、減速用遊星歯車装置70のギヤ比 $\lambda_2$ が0.556、変速用複式遊星歯車装置17の第1サンギヤS3、ロングピニオン34、キャリアC3及びリングギヤR3からなる変速用第1遊星歯車機構53のギヤ比 $\lambda_3$ が0.458、第2サンギヤS4、中間ピニオン33、ロングピニオン34、キャリアC4及びリングギヤR4からなる変速用第2遊星歯車機構54のギヤ比 $\lambda_4$ が0.375である場合について図15のギヤ比欄に示されている。

【0095】第6実施形態の速度線図は図16に示すようになる。第6実施形態においても、第1要素としての第1サンギヤS3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのキャリアC3、C4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR3、R4は出力軸18に連結され、第4要素としての第2サンギヤS4は第1制御クラッチC-1に連結されている。

【0096】次に、サンギヤの回転を規制した単式の遊星歯車装置を減速用遊星歯車装置に使用した第7、第8実施形態を図17、図18に基づいて説明する。第7実施形態は、第4実施形態から第1回転制御クラッチC-4を取り除いた構成であるので、図17に第7実施形態に対応する部品に同一符号を付けて構成の詳細説明を省

略する。この場合、減速回転出力部材55としての連結部材74は、回転制御クラッチC-5によりキャリアC2に接続されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-5が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0097】減速用遊星歯車装置72及び連結部材74は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、回転制御クラッチC-5は、減速回転出力部材55としての連結部材74を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。また、各変速段における制御クラッチ及び制御ブレーキの作動状態は、回転制御ブレーキB-2に替えて回転制御クラッチC-5を作動させれば第6実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第6実施形態の場合と同一である。

【0098】第8実施形態は、第5実施形態から第1回転制御クラッチC-4を取り除いた構成であるので、図18に第5実施形態に対応する部品に同一符号を付けて構成の詳細説明を省略する。この場合、減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、リングギヤR2が回転制御クラッチC-5により入力軸15に接続されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-5が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0099】減速用遊星歯車装置72は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、回転制御クラッチC-5は、減速回転出力部材55としてのキャリアC2を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。また、各変速段における制御クラッチ及び制御ブレーキの作動状態は、回転制御ブレーキB-2に替えて回転制御クラッチC-5を作動させれば第6実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第6実施形態の場合と同一である。

【0100】次に、歯車減速装置49を減速用歯車列で構成した第9実施形態について説明する。第9実施形態は、変速用複式遊星歯車装置17、第1乃至第3制御クラッチC-1~C-3、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4及びワンウェイクラッチF-1等については、第1の実施形態と同じであるので、図19に同一符号を付けて説明を省略し、第1実施形態と異なる減速用歯車列75及び減速用歯車列75と変速用複式遊星歯車装置17との接続関係について説明する。自動変速機10のトランスミッションケース12に回転可能に軸承された入力軸76に流体トルクコンバータ11のタービン47が連結され、この入力軸76に大径、中径及び小径歯車77、78、79が固定されている。大径歯車77

と啮合する同径の第1歯車80が変速用複式遊星歯車装置17の軸線21上に回転可能に支承され、中径、小径歯車78、79とそれぞれ啮合する第2、第3歯車81、82が軸線21上に回転可能に支承されている。これにより第1歯車80は入力軸76の回転と同一回転数の入力回転で回転し、第2歯車81は入力回転より回転数が小さい第1減速回転で回転し、第3歯車82は第1回転より回転数が小さい第2減速回転で回転する。

【0101】83は軸線21上に回転可能に設けられた連結部材で、この連結部材83は、第1、第3制御クラッチC-1、C-3により第2、第1サンギヤS4、S3に係脱可能に接続され、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5により第2、第3歯車81、82に係脱可能に接続されるようになっている。これにより減速回転出力部材55としての連結部材83は、第1回転制御クラッチC-4により第2歯車に接続されて入力回転より回転数が小さい第1減速回転で回転される第1減速回転状態、第2回転制御クラッチC-5により第3歯車82に接続されて第1減速回転より回転数が小さい第2減速回転で回転される第2減速回転状態、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0102】減速用歯車列75及び連結部材83は、入力軸76に連結され、入力軸76の回転より回転数が小さい第1減速回転及び第1減速回転より回転数が小さい第2減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5は、減速回転出力部材55としての連結部材74を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。また、各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態は、第1、第2回転制御ブレーキB-1、B-2に替えて第1、第2回転制御クラッチC-4、C-5を作動させれば第1実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第1実施形態の場合と同一である。

【0103】第9実施形態では、減速用歯車列75を大、中、小径歯車77~79及びこれらに夫々啮合する第1乃至第3歯車80~82で構成しているが、図20に示すように、小径歯車79及び第3歯車82を取り除いてもよい。この第10実施形態では、第1歯車80は入力軸76の回転と同一回転数の入力回転で回転し、第2歯車81は入力回転より回転数が小さい減速回転で回転する。連結部材83は、第1、第2サンギヤS3、S4に第3、第1制御クラッチC-3、C-1により係脱可能に連結され、第2歯車81と回転制御クラッチC-5により係脱可能に接続される。これにより減速回転出力部材55としての連結部材83は、回転制御クラッチC-5により第2歯車81に接続されて入力軸76の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-5が不作動で回転を拘束され

ない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0104】減速用歯車列75及び連結部材83は、入力軸76に連結され、入力軸76の回転と回転数が等しい入力回転、入力回転より回転数が小さい減速回転を生成する歯車減速装置49を構成し、回転制御クラッチC-5は、減速回転出力部材55としての連結部材83を減速回転状態又は自由回転状態に切り替える回転状態切替手段50を構成する。また、各変速段における制御クラッチ及び制御ブレーキの作動状態は、回転制御ブレーキB-2に替えて回転制御クラッチC-5を作動させれば第6実施形態の場合と同一である。変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は第6実施形態の場合と同一である。

【0105】次に、歯車減速装置49に第3の実施形態と同一の単式の遊星歯車装置を使用し、変速用複式遊星歯車装置17を上記実施形態と異なる複式遊星歯車装置で構成した他の実施形態について説明する。減速用遊星歯車装置70は、第3実施形態のものと同一であるので、図面に同一符号を付して説明を省略する。

【0106】第11実施形態の変速用複式遊星歯車装置84は、図21に示すように、ダブルビニオン型の遊星歯車機構93及びシングルビニオン型の遊星歯車機構94のキャリアC3とサンギヤS4とを連結し、リングギヤR3とキャリアC4とを連結して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承されたサンギヤS3、S4、サンギヤS3に中間ビニオン85を介して啮合するビニオン86、ビニオン86及び中間ビニオン85を支承しサンギヤS4と連結されて共通軸線13上に回転可能に支承されたキャリアC3、共通軸線13上に回転可能に支承されビニオン86と啮合するリングギヤR3、サンギヤS4に啮合するビニオン87、ビニオン87を支承しリングギヤR3に連結されて共通軸線13上に回転可能に支承されたキャリアC4、共通軸線13上に回転可能に支承されビニオン87と啮合するリングギヤR4から構成されている。リングギヤR4に出力軸18が連結されている。サンギヤS4と連結されたキャリアC3には、サンギヤS4及びキャリアC3をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第1制御ブレーキB-3が連結され、リングギヤR3が連結されたキャリアC4には、リングギヤR3及びキャリアC4をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第2制御ブレーキB-4が連結されている。

【0107】減速用遊星歯車装置70のキャリアC2の回転を変速用複式遊星歯車装置84のサンギヤS3及びキャリアC3に夫々選択的に伝達する第1、第3制御クラッチC-1、C-3と、入力軸15の回転をキャリアC4に選択的に伝達する第2制御クラッチC-2が設けられている。そして、第3実施形態の場合と同様に、回転制御クラッチC-4が減速用遊星歯車装置70のキャ

リヤC2をリングギヤR2に選択的に接続し、回転制御ブレーキB-2がサンギヤS2の回転を選択的に規制するので、減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、回転制御クラッチC-4によりリングギヤR2に接続されて入力軸15と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、回転制御ブレーキB-2によりサンギヤS2の回転が規制されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-4、回転制御ブレーキB-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられ

【0108】以上のように構成された第1実施形態では、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4、第1乃至第3制御クラッチC-1～C-3、回転制御クラッチC-4及び回転制御ブレーキB-2を選択的に作動することにより、前進9段、後退2段のギヤ比を成立することができる。第1実施形態の速度線図は図22に示すようになる。第1実施形態においては、第1要素としてのサンギヤS4及びキャリアC3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのリングギヤR3及びキャリアC4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR4は出力軸18に連結され、第4要素としてのサンギヤS3は第1制御クラッチC-1に連結されている。各変速段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は図8に示す第3実施形態の場合と同一である。

【0109】第12実施形態の変速用複式遊星歯車装置88は、図23に示すように、2組のダブルベニオン型の遊星歯車機構31、32のサンギヤS3、S4を連結し、リングギヤR3とキャリアC4とを連結して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承されて互いに連結されたサンギヤS3、S4、サンギヤS3に中間ベニオン89を介して噛合するベニオン90、サンギヤS4に中間ベニオン91を介して噛合するベニオン92、中間ベニオン89及びベニオン90を支承して共通軸線13上に回転可能に支承されたキャリアC3、中間ベニオン91及びベニオン92を支承しリングギヤR3と連結されて共通軸線13上に回転可能に支承されたキャリアC4及び共通軸線13上に回転可能に支承されてベニオン92と噛み合し出力軸18に連結されたリングギヤR4から構成されている。キャリアC3には、キャリアC3をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第1制御ブレーキB-3が連結され、キャリアC4には、キャリアC4をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第2制御ブレーキB-4が連結されている。減速用遊星歯車装置70のキャリアC2の回転を変速用複式遊星歯車装置88のサンギヤS3、S4とキャリアC3とに夫々選択的に伝達する第1、第3制御クラッチC-1、C-

3と、入力軸15の回転を変速用複式遊星歯車装置88のキャリアC4に選択的に伝達する第2制御クラッチC-2が設けられている。そして、第3実施形態の場合と同様に、回転制御クラッチC-4が減速用遊星歯車装置70のキャリアC2をリングギヤR2に選択的に接続し、回転制御ブレーキB-2がサンギヤS2の回転を選択的に規制するので、減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、回転制御クラッチC-4によりリングギヤR2に接続されて入力軸15と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、回転制御ブレーキB-2によりサンギヤS2の回転が規制されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-4、回転制御ブレーキB-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0110】第12実施形態の速度線図は図24に示すようになる。第12実施形態においては、第1要素としてのキャリアC3は第3制御クラッチC-3及び第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのリングギヤR3及びキャリアC4は第2制御クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてのリングギヤR4は出力軸18に連結され、第4要素としての2サンギヤS3、S4は第1クラッチC-1に連結されている。各変速段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は図8に示す第3実施形態の場合と同一である。

【0111】第13実施形態の変速用複式遊星歯車装置95は、図25に示すように、シングルベニオン型の遊星歯車機構98及びダブルベニオン型の遊星歯車機構99のサンギヤS3、S4、キャリアC3、C4をそれぞれ連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承された共通のサンギヤS3、S4、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS3、S4とロングベニオン96を介して噛合するリングギヤR3、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS3、S4とロングベニオン96及び中間ベニオン97を介して噛合するリングギヤR4、ロングベニオン96及び中間ベニオン97を支承して共通軸線13上に回転可能に支承された共通のキャリアC3、C4から構成されている。リングギヤR4に出力軸18が連結されている。リングギヤR3には、リングギヤR3をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第1制御ブレーキB-3が連結され、キャリアC3、C4には、キャリアC3、C4をトランスミッションケース12に選択的に接続して回転を規制する第2制御ブレーキB-4が連結されている。減速用遊星歯車装置70のキャリアC2の回転を変速用複式遊星歯車装置95のサンギヤS3、S4とリングギヤR3とに夫々選択的に伝達する第1、第3制御クラッチC-1、C-3と、入力軸15の回転を変速用複式遊星歯車装置95のキャリ

ヤC3、C4に選択的に伝達する第2制御クラッチC-2が設けられている。そして、第3実施形態の場合と同様に、回転制御クラッチC-4が減速用遊星歯車装置70のキャリアC2をリングギヤR2に選択的に接続し、回転制御ブレーキB-2がサンギヤS2の回転を選択的に規制するので、減速回転出力部材55としてのキャリアC2は、回転制御クラッチC-4によりリングギヤR2に接続されて入力軸15と同一回転数の入力回転で回転される入力回転状態、回転制御ブレーキB-2によりサンギヤS2の回転が規制されて入力軸15の回転より回転数が小さい減速回転で回転される減速回転状態、回転制御クラッチC-4、回転制御ブレーキB-2が不作動で回転を拘束されない自由回転状態との間で切り替えられる。

【0112】第13実施形態の速度線図は図26に示ようになる。第13実施形態においては、第1要素としてのリングギヤR3は第3クラッチC-3及び第2制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としてのキャリアC3、C4は第2クラッチC-2及び第2制御ブレーキB-4に連結され、第3要素としてリングギヤR4は出力軸18に連結され、第4要素としてのサンギヤS3、S4は第1クラッチC-1に連結されている。各変速段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は図8に示す第3実施形態の場合と同一である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る自動変速装置の第1実施形態を示すスケルトン図である。

【図2】 第1実施形態の各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図3】 第1実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図4】 第2実施形態を示すスケルトン図である。

【図5】 第2実施形態の各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図6】 第2実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図7】 第3実施形態を示すスケルトン図である。

【図8】 第3実施形態の各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図9】 第3実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図10】 減速用遊星歯車装置のサンギヤとキャリアとの間に第1回転制御クラッチを連結することを示す図である。

【図11】 減速用遊星歯車装置のサンギヤとリングギヤとの間に第1回転制御クラッチを連結することを示す図である。

【図12】 第4実施形態を示すスケルトン図である。

【図13】 第5実施形態を示すスケルトン図である。

【図14】 第6実施形態を示すスケルトン図である。

【図15】 第6実施形態の各変速段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図16】 第6実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図17】 第7実施形態を示すスケルトン図である。

【図18】 第8実施形態を示すスケルトン図である。

【図19】 第9実施形態を示すスケルトン図である。

【図20】 第10実施形態を示すスケルトン図である。

【図21】 第11実施形態を示すスケルトン図である。

【図22】 第11実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図23】 第12実施形態を示すスケルトン図である。

【図24】 第12実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図25】 第13実施形態を示すスケルトン図である。

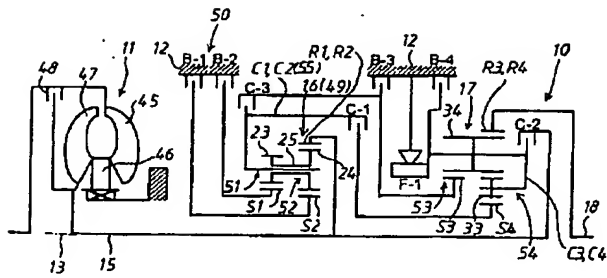
【図26】 第13実施形態の各変速段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【符号の説明】

10・・・自動変速機、11・・・流体トルクコンバータ、12・・・トランスミッションケース、13・・・共通軸線、15、76・・・入力軸、16、60・・・減速用複式遊星歯車装置、17、84、88、95・・・変速用複式遊星歯車装置、18・・・出力軸、23・・・小径ビニオン、24・・・大径ビニオン、25・・・段付ビニオン、31、32、54、93、99・・・ダブルビニオン型の遊星歯車機構、33、63・・・中間ビニオン、34、62・・・ロングビニオン、49・・・歯車減速装置、50・・・回転状態切替手段、53、94、98・・・シングルビニオン型の遊星歯車機構、70、72・・・減速用遊星歯車装置、55・・・減速回転出力部材、71・・・ビニオン、74、83・・・連結部材、75・・・減速用歯車列、84・・・連結部材、S1、S2、S3、S4・・・サンギヤ、C1、C2、C3、C4・・・キャリア、R1、R2、R3、R4・・・リングギヤ、C-1～C-3・・・第1乃至第3制御クラッチ、C-4、C-5・・・回転制御クラッチ、B-1、B-2・・・回転制御ブレーキ、B-3、B-4・・・第1、第2制御ブレーキ、F1・・・ワンウェイクラッチ。



【図1】

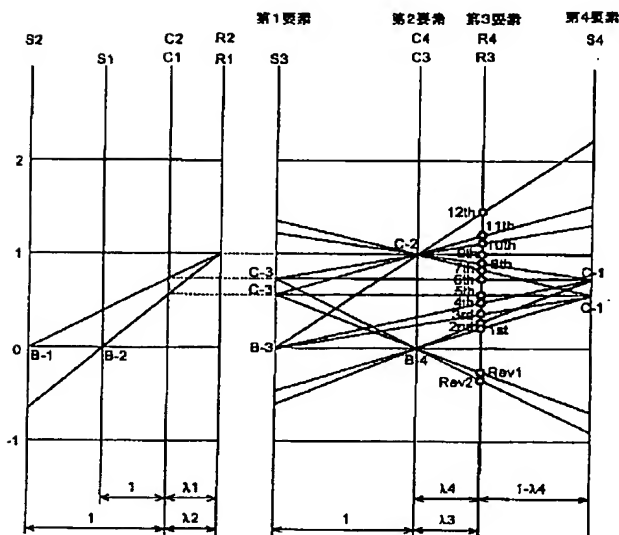


【図2】

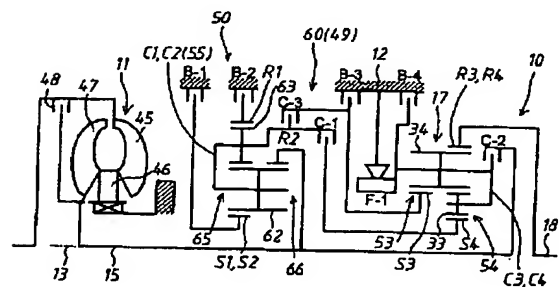
	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	B-4	F-1	Gear ratio
1st	●				●		(●)	●	4.741
2nd	●			●			(●)	●	3.630
3rd	●				●	●			2.709
4th	●			●		●			2.074
5th	●		●		●				1.778
6th	●		●	●					1.381
7th	●	●			●				1.196
8th	●	●		●					1.100
9th	●	●	●						1.000
10th		●	●	●					0.892
11th		●	●		●				0.833
12th		●		●		●			0.686
(12th)		●			●	●			0.686
Rev1			●		●		●		3.879
Rev2			●	●			●		2.970

$$\lambda 1=0.778, \lambda 2=0.361, \lambda 3=0.458, \lambda 4=0.375$$

【図3】



【図4】

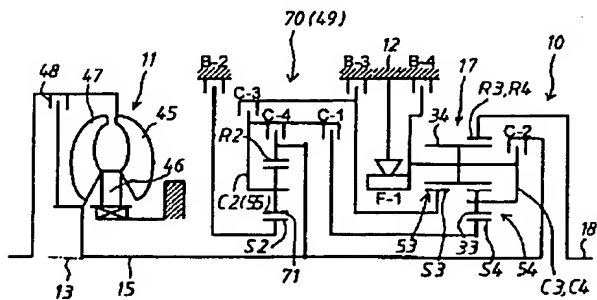


【図5】

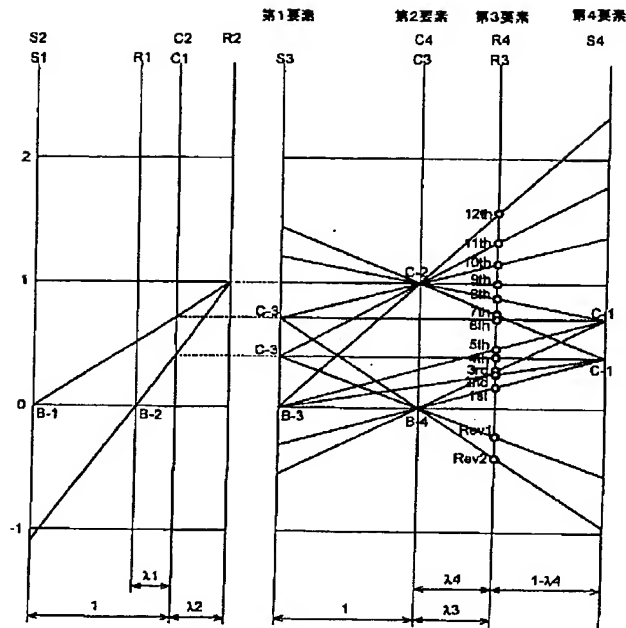
	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	B-4	F-1	Gear ratio
1st	●				●		(●)	●	5.843
2nd	●				●	●			3.652
3rd	●			●			(●)	●	3.339
4th	●		●		●				2.435
5th	●			●		●			2.067
6th	●		●	●					1.391
7th	●	●			●				1.325
8th	●	●		●					1.133
9th	●	●	●						1.000
10th		●	●	●					0.885
11th		●	●		●				0.753
12th		●		●		●			0.643
(12th)		●			●	●			0.643
Rev1			●		●		●		4.383
Rev2			●	●			●		2.504

$$\lambda 1=0.273, \lambda 2=0.391, \lambda 3=0.556, \lambda 4=0.417$$

【図7】



【図6】

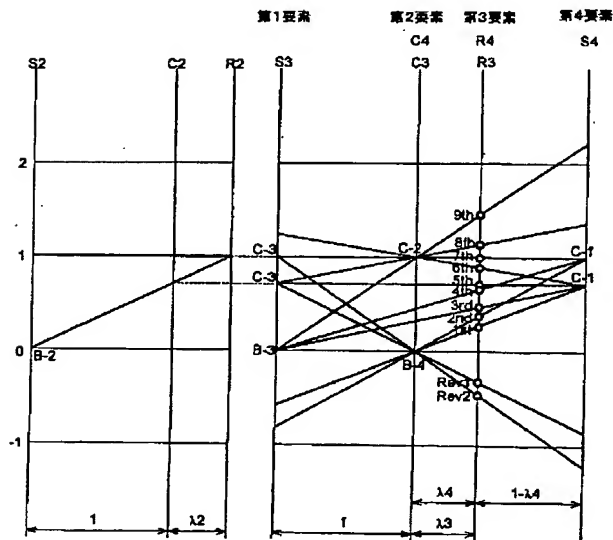


【図8】

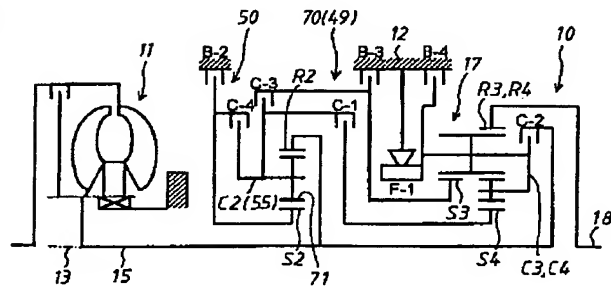
	C-1	C-2	C-3	C-4	B-3	B-4	B-2	F-1	Gear ratio
1st	●					(●)	●	●	3.778
2nd	●			●		(●)		●	2.967
3rd	●				●		●		2.159
4th	●			●	●				1.624
5th	●		●				●		1.417
6th	●	●					●		1.124
7th	●	●	●						1.000
8th		●	●				●		0.881
9th		●			●		●		0.686
(9th)		●		●	●				0.686
Rev1			●			●	●		3.091
Rev2			●	●		●			2.182

$$\lambda_2=0.417, \lambda_3=0.458, \lambda_4=0.375$$

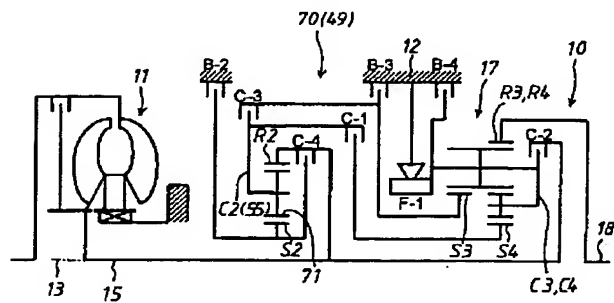
【図9】



【図10】

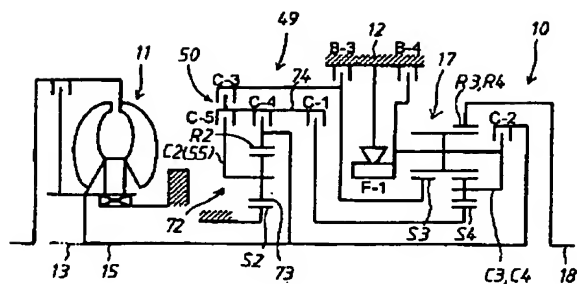


【図11】

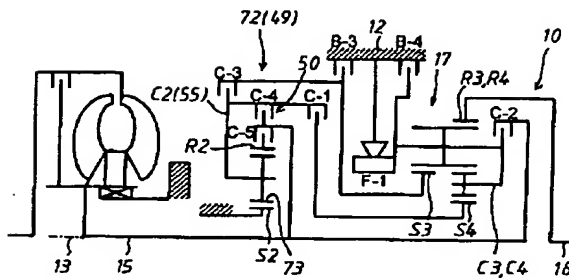




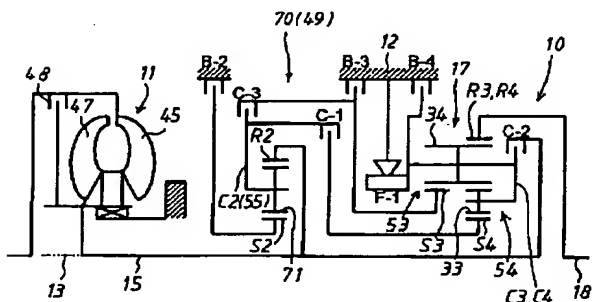
【図12】



【図13】



【図14】

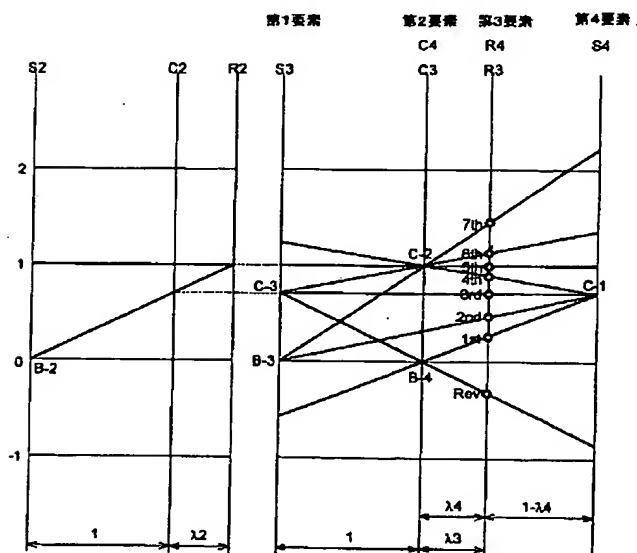


【図15】

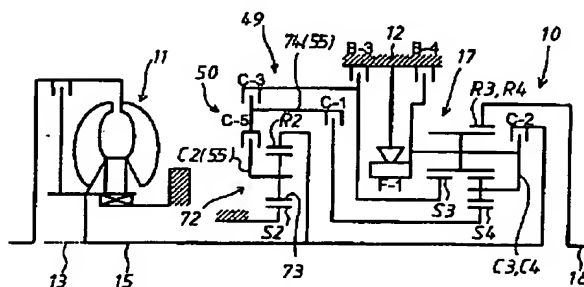
	C-1	C-2	C-3	B-3	B-4	B-2	F-1	Gear ratio
1st	●				(●)	●	●	4.148
2nd	●			●		●		2.370
3rd	●		●			●		1.558
4th	●	●				●		1.166
5th	●	●	●			●		1.000
6th		●	●			●		0.859
7th		●	●	●		●		0.688
(7th)		●	●	●		●		0.688
(7th)	●	●	●	●				0.688
Rev			●		●	●		3.091

$$\lambda 2=0.556, \lambda 3=0.458, \lambda 4=0.375$$

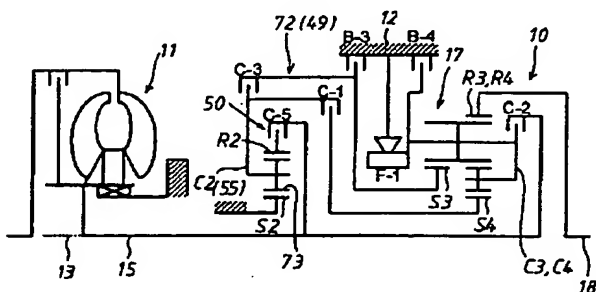
【図16】



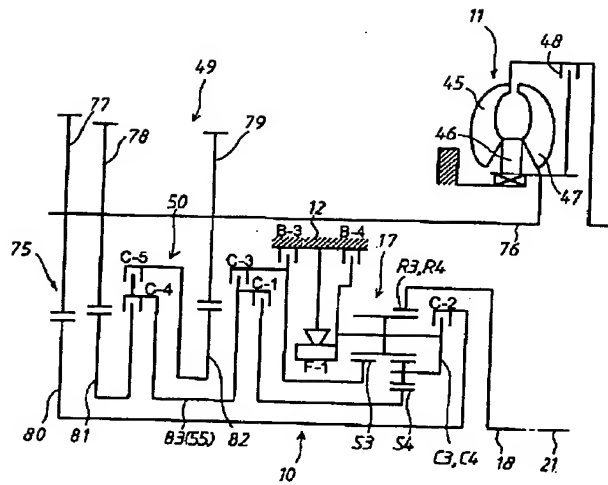
【図17】



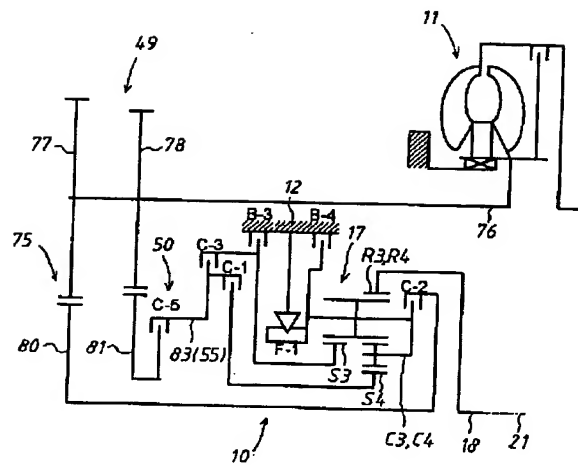
【図18】



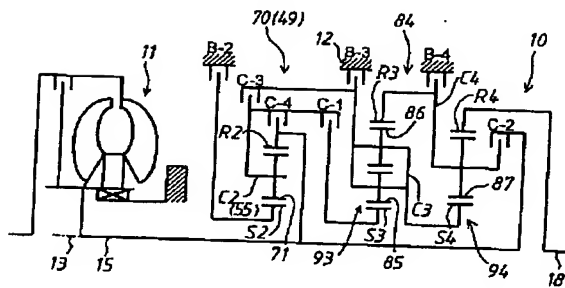
【図19】



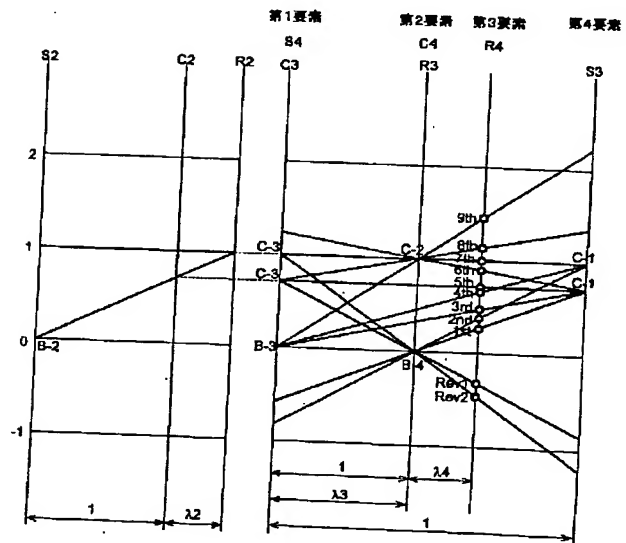
【図20】



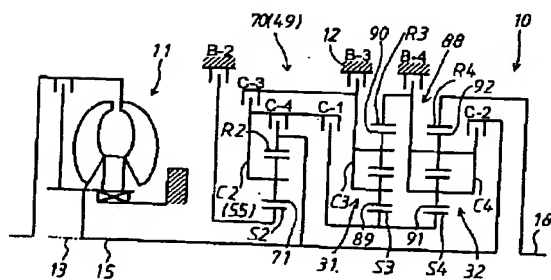
【図21】



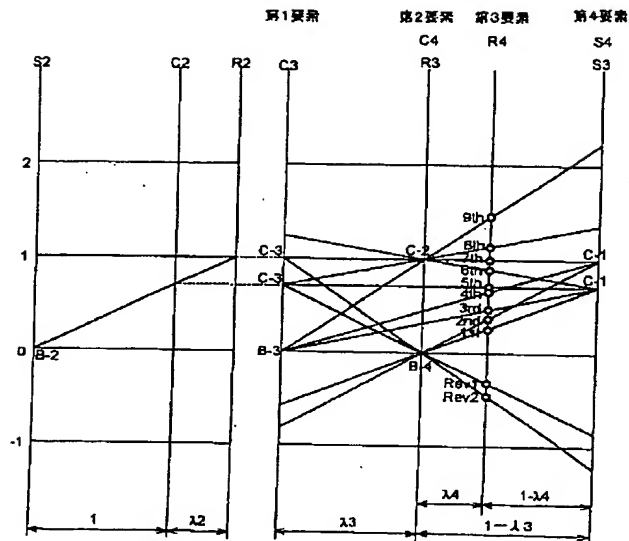
【図22】



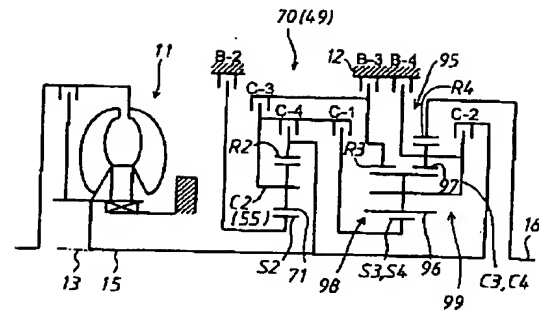
【図23】



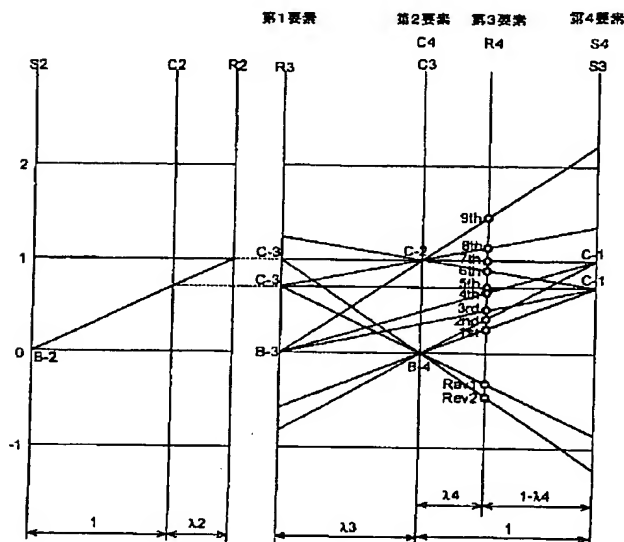
【図24】



【図25】



【図26】



フロントページの続き

(72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 後藤 健次  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 青木 敏彦  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

F ターム(参考) 3J028 EA25 EA27 EA30 EB09 EB14  
EB31 EB37 EB62 EB66 FA13  
FA14 FB02 FC13 FC16 FC18  
FC20 FC23 FC24 FC25 FC62  
GA02 HA14

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**